



日本国特許庁

JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出願年月日

Date of Application:

2000年 4月 5日

出願番号

Application Number:

特願2000-103347

出願人

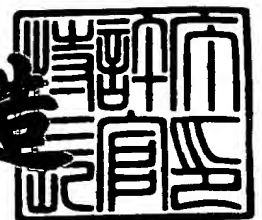
Applicant(s):

株式会社豊田中央研究所
アイシン精機株式会社
トヨタ自動車株式会社
株式会社デンソー

2001年 5月11日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

及川耕造



出証番号 出証特2001-3039743

【書類名】 特許願

【整理番号】 TCP-00016

【提出日】 平成12年 4月 5日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 B60T 8/58

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社
社内

 【氏名】 安井 由行

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社
社内

 【氏名】 吉田 強

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道4 1番地の1 株
式会社豊田中央研究所内

 【氏名】 小野 英一

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

 【氏名】 大沼 豊

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

 【氏名】 沢田 護

【特許出願人】

 【識別番号】 000003609

 【氏名又は名称】 株式会社豊田中央研究所

【特許出願人】

 【識別番号】 000000011

 【氏名又は名称】 アイシン精機株式会社

【特許出願人】

【識別番号】 000003207

【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【特許出願人】

【識別番号】 000004260

【氏名又は名称】 株式会社デンソー

【代理人】

【識別番号】 100079049

【弁理士】

【氏名又は名称】 中島 淳

【電話番号】 03-3357-5171

【選任した代理人】

【識別番号】 100084995

【弁理士】

【氏名又は名称】 加藤 和詳

【電話番号】 03-3357-5171

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 006839

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9102478

【包括委任状番号】 9112016

【包括委任状番号】 9709128

【ブルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 制動力配分制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 車両の各車輪の車輪速度を検出する車輪速度検出手段と、
検出した車輪速度に基づいて車輪と路面との間の摩擦係数 μ の勾配を路面 μ 勾配値として各車輪毎に推定する路面 μ 勾配推定手段と、
各車輪毎に推定した路面 μ 勾配値と前記車両の目標制動力とに基づいて各車輪の目標制動力を演算する車輪目標制動力演算手段と、
演算した各車輪の目標制動力に基づいて各車輪の制動力を制御する制動力制御手段と、
を備えた制動力配分制御装置。

【請求項 2】 前記車両のドライバによる制動操作量を検出する制動操作量検出センサと、前記制動操作量に基づいて前記車両の目標制動力を演算する目標制動力演算手段と、をさらに備えたことを特徴とする請求項 1 記載の制動力配分制御装置。

【請求項 3】 前記車輪目標制動力演算手段は、前記各車輪の路面 μ 勾配値が略同一となるよう各車輪の目標制動力を演算することを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載の制動力配分制御装置。

【請求項 4】 前記車輪目標制動力演算手段は、前記車両の後輪の路面 μ 勾配値が前輪の路面 μ 勾配値よりも大きくなるように各車輪の目標制動力を演算することを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載の制動力配分制御装置。

【請求項 5】 前記車輪目標制動力演算手段は、前記路面 μ 勾配値が高い車輪に対して車輪目標制動力が大きくなるように、前記路面 μ 勾配値が低い車輪に対して車輪目標制動力が小さくなるよう各車輪の目標制動力を演算することを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載の制動力配分制御装置。

【発明の詳細な説明】

【 0 0 0 1 】

【発明の属する技術分野】

本発明は制動力配分制御装置に係り、特に、車両の各車輪に配分する制動力を制御するための制動力配分制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

従来、車両の各車輪の制動力を制御するには、車両の姿勢（ヨー運動）を適切に保ちながら各車輪の制動能力を最大限に発揮することが必要である。

【0003】

これを達成するため、特開平6-16117号公報には、車両に付与される前後力の総和（トータル前後力）を検出又は設定し、車輪毎の分担荷重比を求め、トータル前後力を分担荷重比に従って各車輪に分配することにより各車輪に付与すべき目標車輪前後力をそれぞれ設定し、該目標車輪前後力に基づいて各車輪の前後力を制御する技術が開示されている。

【0004】

また、特開平4-224449号公報には、前後の車輪の制動力をそれぞれ前車輪、後車輪の荷重で除した値が等しくなるように制動液圧を制御する技術が開示されている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、上記従来技術では、路面とタイヤとの摩擦状態を考慮して制動力の制御を行っておらず、例えば荷重が大きい車輪が低 μ （摩擦）路面上にあったとしても、その車輪に過大な制動力が配分されてしまい、スリップしてしまう可能性がある、という問題があった。

【0006】

本発明は、上記問題を解決すべく成されたものであり、車輪の荷重のみならず路面とタイヤとの摩擦状態（路面 μ ）をも考慮して最適な制動力配分制御を行うことができる制動力配分制御装置を提供することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために、請求項1記載の発明は、車両の各車輪の車輪速度

を検出する車輪速度検出手段と、検出した車輪速度に基づいて車輪と路面との間の摩擦係数 μ の勾配を路面 μ 勾配値として各車輪毎に推定する路面 μ 勾配推定手段と、各車輪毎に推定した路面 μ 勾配値と前記車両の目標制動力とに基づいて各車輪の目標制動力を演算する車輪目標制動力演算手段と、演算した各車輪の目標制動力に基づいて各車輪の制動力を制御する制動力制御手段と、を備えたことを特徴とする。

【0008】

車輪速度検出手段は、車両（例えば4輪自動車）の各車輪の車輪速度を検出する。これは、例えば車輪が1回転する毎に所定数のパルス（車速パルス）を発生する車速センサを各車輪毎に設け、この車速センサから出力される車速パルスをカウントすることにより車輪速度を検出することができる。

【0009】

路面 μ 勾配推定手段は、検出した車輪速度に基づいて車輪と路面との間の摩擦係数 μ の勾配、すなわち路面 μ 勾配値を各車輪毎に推定する。路面 μ 勾配推定手段は、例えば検出された各車輪の車輪速度 から路面外乱 を受けた車輪共振系の応答出力としての各車輪の車輪速振動を検出する前処理フィルタと、検出された車輪速振動を満足するような各車輪の伝達関数を最小自乗法を用いて同定する伝達関数同定手段と、同定された伝達関数に基づいてタイヤと路面との間の摩擦係数 μ の勾配を各車輪毎に演算する μ 勾配演算手段と、から構成することができる。

【0010】

また、路面 μ 勾配推定手段は、励振トルクが加振入力として車輪共振系に入力されている場合に車輪共振系の伝達関数を同定して、路面 μ 勾配値を演算するようにしてもよい。

【0011】

更に、路面 μ 勾配推定手段は、励振トルクが加振入力として車輪共振系に入力されている場合において、検出された加振入力と応答出力とから車輪共振系の伝達関数を同定するようにしてもよい。

【0012】

加えて、路面 μ 勾配推定手段は、応答出力の内、周期的な信号である応答出力のみを選別し、選別された応答出力に基づいて車輪共振系の伝達関数を同定し、路面 μ 勾配値を演算するようにしてもよい。

【0013】

また、車輪速度信号からバネ下共振特性を表す物理モデルのパラメータを同定し、同定したパラメータから路面 μ 勾配値を演算してもよい。

【0014】

車輪目標制動力演算手段は、上記のようにして各車輪毎に推定した路面 μ 勾配値と車両の目標制動力に基づいて各車輪の目標制動力を演算（配分）する。すなわち、車両全体の目標制動力の各車輪への配分比率を路面 μ 勾配値に基づいて決定する。

【0015】

なお、車両の目標制動力は、例えばドライバーのブレーキペダルの操作量に応じて決定してもよい。すなわち、請求項2にも記載したように、前記車両のドライバによる制動操作量を検出する制動操作量検出センサと、前記制動操作量に基づいて前記車両の目標制動力を演算する目標制動力演算手段と、をさらに備えるようにしてもよい。また、車両を自動運転させるような場合には、例えば車両の速度や車両の前方障害物との距離などに応じて車両の目標制動力を決定してもよい。

【0016】

車輪目標制動力演算手段は、例えば、請求項5にも記載したように、前記路面 μ 勾配値が高い車輪に対して車輪目標制動力が大きくなるように、前記路面 μ 勾配値が低い車輪に対して車輪目標制動力が小さくなるよう各車輪の目標制動力を演算することができる。すなわち、例えば路面 μ 勾配値が低い、すなわちグリップ度が低い車輪に対して大きな制動力を配分してしまうと、車輪がスリップしやすくなる。このため、路面 μ 勾配値が高い車輪に対しては車輪目標制動力が大きくなるように、路面 μ 勾配値が低い車輪に対しては車輪目標制動力が小さくなるように、目標制動力の各車輪への配分比率を決定する。これにより、車輪のスリップを防ぐことができる。

【 0 0 1 7 】

制動力制御手段は、演算した各車輪の目標制動力に基づいて各車輪の制動力を制御する。この制動力の制御は、例えば液圧を用いることができる。

【 0 0 1 8 】

このように、路面 μ 勾配、すなわち車輪と路面との間の摩擦状態をも考慮して各車輪の目標制動力を配分するため最適な制動力配分の制御を行うことができ、車両の姿勢を適切に保ちながら各車輪の制動能力を最大限に引き出すことができる。

【 0 0 1 9 】

また、請求項 3 にも記載したように、前記車輪目標制動力演算手段は、前記各車輪の路面 μ 勾配値が略同一となるよう各車輪の目標制動力を演算するようにしてもよい。このように、各車輪の路面 μ 勾配値が略同一となるよう各車輪の目標制動力を演算することにより、車両の姿勢を適切に保ちながら各車輪の制動能力を最大限に発揮することができる。

【 0 0 2 0 】

また、後輪がスリップしやすいような場合には、請求項 4 にも記載したように、前記車輪目標制動力演算手段は、前記車両の後輪の路面 μ 勾配値が前輪の路面 μ 勾配値よりも大きくなるように各車輪の目標制動力を演算するようにしてもよい。これにより、後輪がスリップしてしまうのを防ぐことができる。

【 0 0 2 1 】

【発明の実施の形態】

以下、図面を参照して本発明の実施の形態について説明する。

【 0 0 2 2 】

図 1 には、車両の制動システムに本発明を適用した制動力配分制御装置 1 0 が示されている。制動力配分制御装置 1 0 は、図 1 に示すように、制動操作センサ 1 2、車両制動力目標設定部 1 4、各輪目標制動力設定部 1 6、車輪速センサ 1 8、路面 μ 勾配設定部 2 0、及び制動力制御手段 2 2 を備えている。

【 0 0 2 3 】

なお、車両制動力目標設定部 1 4、各輪目標制動力設定部 1 6、及び路面 μ 勾

配設定部 20 は、ECU (Electrical Control Unit) 24 に含まれる。

【0024】

このような制動力配分装置 10 は、例えば図 2 に示すような所謂ブレーキ・バイ・ワイヤ (BBW) と呼ばれ、ドライバのブレーキ操作が電子的に車輪ブレーキに伝達される車両に適用される。

【0025】

図 2 に示す車両 26 のブレーキシステムは、電子液圧式ブレーキシステム (Electro-Hydraulic Brake System: EHB) である。この EHB では、図示しないドライバのブレーキペダル 28 の操作量が制動操作センサ 12 によって検出される。この制動操作センサ 12 には、例えばブレーキペダル 28 を踏み込んだときのストローク量を検出するストロークセンサやブレーキペダル 28 の踏力を検出する踏力センサ等が用いられる。また、マスタシリンダを備えている場合には液圧センサを用いても良い。

【0026】

この制動操作センサ 12 からの検出信号に基づいて、ECU 24 の車両目標制動力設定部 14 において車両目標制動力が設定される。各輪目標制動力設定部 16 では、この車両目標制動力及び路面 μ 勾配推定部 20 によって推定された各車輪の路面 μ 勾配値に基づいて各車輪 30 の目標制動力を設定 (配分) する。

【0027】

タイヤ特性における車輪スリップに対する路面 μ (制動力を垂直荷重で除した値) をプロットすると、図 3 に示すような曲線 (一般に μ -S カーブと呼ばれる) となる。路面 μ 勾配は、路面 μ の車輪スリップ (すべり速度) に対する値として定義される。

【0028】

図 3 に示すように、車輪スリップが小さくタイヤのグリップ度が大きい場合には路面 μ 勾配値は大きくなり、車輪スリップが大きくなりグリップが損なわれると、路面 μ 勾配値は小さくなる。路面 μ のピークで路面 μ 勾配値は略ゼロとなる。このように、路面 μ 勾配値はタイヤと路面との摩擦特性を直接的に表す指標で

あるため、路面 μ 勾配値に基づいて制動力を配分制御することによりタイヤのグリップ度に応じた制動力配分を行うことができる。なお、路面 μ 勾配値は、各車輪30毎に設けられた車輪速センサ18により検出された車輪速に基づいて推定される。

【0029】

そして、設定された各車輪30の目標制動力に基づいて、液圧制御手段（制動力制御手段）22により各車輪30の車輪ブレーキ32の制動液圧が制御される。車輪ブレーキ32は、例えばディスクブレーキやドラムブレーキが用いられる。

【0030】

ディスクブレーキは、図2に示すように車輪30と共に回転するディスク34及びディスク34を挟みこむためのブレーキパッド（摩擦材）を備えたキャリパー36を備え、液圧制御手段22によって制御される液圧源38からの液圧によりブレーキパッドが内側に押されディスク34を挟みつけることで車輪30を制動する。なお、液圧制御手段22としては、リニアバルブや液圧室の容積を増減するような装置が用いられる。

【0031】

次に、路面 μ 勾配推定部20について説明する。本実施の形態に係る路面 μ 勾配推定部20は、路面外乱 ΔTd のみが加振入力として車輪共振系に入力されている場合に μ 勾配を演算するものである。

【0032】

図4に示すように、路面 μ 勾配推定部20は、車輪速センサ18により検出された各車輪の車輪速度 $\omega 1$ から路面外乱 ΔTd を受けた車輪共振系の応答出力としての各車輪の車輪速振動 $\Delta \omega 1$ を検出する前処理フィルタ40、検出された車輪速振動 $\Delta \omega 1$ を満足するような各車輪の伝達関数を最小自乗法を用いて同定する伝達関数同定手段42と、同定された伝達関数に基づいてタイヤと路面との間の摩擦係数 μ の勾配を各車輪毎に演算する μ 勾配演算手段44と、から構成される。

【0033】

前処理フィルタ 4 0 は、本車輪共振系の共振周波数と予想される周波数を中心として一定の帯域の周波数成分のみを通過させるバンドパスフィルタや、該共振周波数成分を含む高帯域の周波数成分のみを通過させるハイパスフィルタなどで構成することができる。このバンドパスフィルタ或いはハイパスフィルタの周波数特性を規定するパラメータを一定値に固定したものである。

【 0 0 3 4 】

なお、この前処理フィルタ 4 0 の出力は、直流成分を除去したものとする。すなわち、車輪速度 $\omega 1$ の回りの車輪速振動 $\Delta \omega 1$ のみが抽出される。

【 0 0 3 5 】

いまここで、前処理フィルタ 4 0 の伝達関数 $F(s)$ を、

【 0 0 3 6 】

【数 1】

$$F(s) = \frac{1}{\sum_{i=0}^m c_i s^{m-i}} \quad (1)$$

【 0 0 3 7 】

とする。ただし、 c_i はフィルタ伝達関数の係数、 s はラプラス演算子である。

【 0 0 3 8 】

次に、伝達関数同定手段 4 2 が依拠する演算式を導出しておく。なお、本実施の形態では、前処理フィルタ 4 0 の演算を、伝達関数同定手段 4 2 の演算に含めて実施する。

【 0 0 3 9 】

まず、同定すべき伝達関数は、路面外乱 $\Delta T d$ を加振入力として、このとき前処理フィルタ 4 0 により検出された車輪速振動 $\Delta \omega 1$ を応答出力とする 2 次のモデルとする。すなわち、

【 0 0 4 0 】

【数 2】

$$\Delta\omega_1 = \frac{b_2}{\sum_{i=0}^2 a_i s^{2-i}} \Delta T_d + v, \quad a_0 = 1 \quad (2)$$

【0041】

の振動モデルを仮定する。ここに、 v は車輪速信号を観測するときに含まれる観測雑音である。(2)式を変形すると、次式を得る。

【0042】

【数 3】

$$\sum_{i=0}^2 a_i s^{2-i} \Delta\omega_1 = b_2 \Delta T_d + \sum_{i=0}^2 a_i s^{2-i} v \quad (3)$$

【0043】

まず、(3)式に(1)式の前処理フィルタを掛けて得られた式を離散化する。このとき、 $\Delta\omega_1$ 、 ΔT_d 、 v は、サンプリング周期 T_s 毎にサンプリングされた離散化データ $\Delta\omega_1(k)$ 、 $\Delta T_d(k)$ 、 $v(k)$ (k はサンプリング番号： $k=1, 2, 3, \dots$) として表される。また、ラプラス演算子 s は、所定の離散化手法を用いて離散化することができる。本実施の形態では、1例として、次の双一次変換により離散化するものとする。なお、 d は1サンプル遅延演算子である。

【0044】

【数 4】

$$s = \frac{2}{T_s} \frac{1-d}{1+d}$$

【0045】

また、前処理フィルタの次数 m は、2以上が望ましいので、本実施の形態では、演算時間も考慮して $m=2$ とし、これによって次式を得る。

【0046】

【数 5】

$$\sum_{i=0}^2 a_i \xi_{yi}(k) = b_2 \xi_{u2}(k) + \sum_{i=0}^2 a_i \xi_{vi}(k) \quad (4)$$

ただし、

$$\xi_{yi}(k) = \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i} F_0(d) \Delta \omega_1(k) \quad (5)$$

$$\xi_{u2}(k) = \left(\frac{T_s}{2}\right)^2 (1+d)^2 F_0(d) \Delta T_d(k) \quad (6)$$

$$\xi_{ui}(k) = \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i} F_0(d) u(k) \quad (7)$$

$$F_0(d) = \frac{1}{\sum_{i=0}^2 c_i \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i}} \quad (8)$$

【0 0 4 7】

また、最小自乗法に基づいて、車輪速振動 $\Delta \omega_1$ の各データから伝達関数を同定するために、(4)式を、同定すべきパラメータに関して一次関数の形式となるように、次式のように変形する。なお、“T” を行列の転置とする。

【0 0 4 8】

【数 6】

$$\xi_{y0}(k) = \varsigma^T(k) \theta + \gamma(k) \quad (9)$$

ここに、

$$\begin{aligned} \varsigma(k) &= [-\xi_{y1}(k) - \xi_{y2}(k)]^T \\ \theta &= [a_1 a_2]^T \end{aligned} \quad (10)$$

$$\gamma(k) = b_2 \xi_{u2}(k) + \sum_{i=0}^2 a_i \xi_{vi}(k)$$

【0049】

である。上式において、 θ が同定すべき伝達関数のパラメータとなる。

【0050】

伝達関数同定手段42では、検出された車輪速振動 $\Delta\omega_1$ の離散化データを(9)式に順次当てはめた各データに対し、最小自乗法を適用することによって、未知パラメータ θ を推定し、これにより伝達関数を同定する。

【0051】

具体的には、検出された車輪速振動 $\Delta\omega_1$ を離散化データ $\Delta\omega(k)$ ($k=1, 2, 3, \dots$)に変換し、該データをN点サンプルし、次式の最小自乗法の演算式を用いて、伝達関数のパラメータ θ を推定する。

【0052】

【数7】

$$\hat{\theta}(N) = \left[\sum_{k=1}^N \rho^{N-k} \zeta(k) \zeta^T(k) \right]^{-1} \left[\sum_{k=1}^N \rho^{N-k} \zeta(k) \xi_{y0}(k) \right] \quad (11)$$

【0053】

ここに、記号“ $\hat{\cdot}$ ”の冠した量をその推定値と定義することにする。

【0054】

また、上記最小自乗法は、次の漸化式によってパラメータ θ を求める逐次型最小自乗法として演算してもよい。

【0055】

【数8】

$$\hat{\theta}(N) = \hat{\theta}(N-1) + h(N) \left[\xi_{y0}(N) - \zeta^T(N) \hat{\theta}(N-1) \right] \quad (12)$$

$$h(N) = \frac{P(N-1) \zeta(N)}{\rho + \zeta^T(N) P(N-1) \zeta(N)} \quad (13)$$

$$P(N) = \frac{1}{\rho} \left\{ I - h(N) \zeta^T(N) \right\} P(N-1) \quad (14)$$

【0056】

ここに、 ρ は、いわゆる忘却係数で、通常は 0.95 ~ 0.99 の値に設定する。このとき、初期値は、

【0057】

【数9】

$$\hat{\theta}(-1)=0, P(-1)=\alpha I, \quad \alpha: \text{十分大きな正数}$$

とすればよい。

【0058】

また、上記最小自乗法の推定誤差を低減する方法として、種々の修正最小自乗法を用いてもよい。本実施の形態では、補助変数を導入した最小自乗法である補助変数法を用いた例を説明する。該方法によれば、(9)式の関係が得られた段階で $m(k)$ を補助変数として、次式を用いて伝達関数のパラメータを推定する。

【0059】

【数10】

$$\hat{\theta}(N) = \left[\sum_{k=1}^N \rho^{N-k} m(k) \zeta^T(k) \right]^{-1} \left[\sum_{k=1}^N \rho^{N-k} m(k) \zeta_{y0}(k) \right] \quad (15)$$

【0060】

また、逐次演算は、以下のようにになる。

【0061】

【数11】

$$\hat{\theta}(N) = \hat{\theta}(N-1) + h(N) [\zeta_{y0}(N) - \zeta^T(N) \hat{\theta}(N-1)] \quad (16)$$

$$h(N) = \frac{P(N-1)m(N)}{\rho + \zeta^T(N)P(N-1)m(N)} \quad (17)$$

$$P(N) = \frac{1}{\rho} \{ I - h(N) \zeta^T(N) \} P(N-1) \quad (18)$$

【0062】

補助変数法の原理は、以下の通りである。(15)式に(9)式を代入すると、

【0063】

【数12】

$$\hat{\theta}(N) = \theta + \left[\sum_{k=1}^N \rho^{N-k} m(k) s^T(k) \right]^{-1} \left[\sum_{k=1}^N \rho^{N-k} m(k) r(k) \right] \quad (19)$$

【0064】

となるので、(19)式の右辺第2項が零となるように補助変数を選べば θ の推定値は、 θ の真値に一致する。そこで、本実施の形態では、補助変数として、 $\xi(k) = [-\xi_{y1}(k) - \xi_{y2}(k)]^T$ を式誤差 $r(k)$ と相関を持たないほどに遅らせたものを利用する。すなわち、

$$m(k) = [-\xi_{y1}(k-L) - \xi_{y2}(k-L)]^T \quad (20)$$

とする。ただし、 L は遅延時間である。

【0065】

上記のようにして伝達関数を同定した後、 μ 勾配演算手段44において、路面 μ 勾配 $D0$ に関する物理量を、

【0066】

【数13】

$$\frac{\hat{a}_2}{\hat{a}_1} = \frac{D_0}{J_1 + J_2} \quad (21)$$

【0067】

と演算する。このように(21)式により路面 μ 勾配 $D0$ に関する物理量を演算できると、例えば、該物理量が小さいとき、タイヤと路面との間の摩擦特性が飽和状態であると容易に判定できる。

【0068】

以上説明した路面 μ 勾配推定部20は、前処理フィルタ40では、バンドパスフィルタ或いはハイパスフィルタの周波数特性を規定するパラメータを一定値に固定したものであるが、このパラメータを伝達関数同定手段42で同定されたパラメータに適應させて変化させるようにしてもよい。即ち、伝達関数同定手段4

2 で同定されたパラメータに応じて前処理フィルタ 4 0 の特性を変化させる適応手段を更に設けてもよい（特開平11-78843号公報の第 1 の実施の形態の第 2 の態様（図 9 等参照））。

【 0 0 6 9 】

また、路面 μ 勾配推定部 2 0 は、励振トルク $\Delta T1$ が加振入力として車輪共振系に入力されている場合に車輪共振系の伝達関数を同定して、路面 μ 勾配を演算するようにしてもよい（特開平11-78843号公報の第 3 の実施の形態の第 1 の態様（図 1 3 等参照））。

【 0 0 7 0 】

更に、路面 μ 勾配推定部 2 0 は、励振トルク $\Delta T1$ が加振入力として車輪共振系に入力されている場合において、検出された加振入力と応答出力とから車輪共振系の伝達関数を同定するようにしてもよい（特開平11-78843号公報の第 4 の実施の形態の第 1 の態様（図 1 6 等参照））。

【 0 0 7 1 】

加えて、路面 μ 勾配推定部 2 0 は、応答出力の内、周期的な信号である応答出力のみを選別し、選別された応答出力に基づいて車輪共振系の伝達関数を同定し、 μ 勾配を演算するようにしてもよい（特開平11-78843号公報の第 5 の実施の形態（図 1 8 等参照））。

【 0 0 7 2 】

以上説明した例では、タイヤと路面との間の摩擦特性を含む車輪共振系への加振入力に対する応答出力を検出し、加振入力から応答出力までの車輪共振系の伝達特性を、少なくともタイヤと路面との間のすべり易さに関する物理量を車輪状態の未知要素として含む振動モデルで表し、該振動モデルに基づいて、少なくとも上記検出された応答出力を略満足させるような未知要素を推定するものである。

【 0 0 7 3 】

本発明はこれに限定されるものではなく、車輪速度信号からバネ下共振特性を表す物理モデルのパラメータを同定し、同定したパラメータから路面と車輪との間の滑り易さに関する物理量を推定する物理量として、路面 μ 勾配を演算しても

よい（特願平10-281660号の実施の形態の欄等参照）。

【 0 0 7 4 】

ところで、以上説明した例では、路面と車輪との間の滑り易さに関する物理量として、路面 μ 勾配を演算しているが、本発明はこれに限定されるものではなく、スリップ速度に対する制動トルクの勾配（制動トルク勾配）、スリップ速度に対する駆動トルクの勾配（駆動トルク勾配）、及び微小振動等を求めるようにしてもよい。

【 0 0 7 5 】

即ち、所定のサンプル時間毎に検出された車輪速度の時系列データに基づいて、制動トルク勾配や駆動トルク勾配を演算してもよい（特開平10-114263号公報（図1等参照））。

【 0 0 7 6 】

また、所定のサンプル時間毎に検出された車輪減速度の時系列データ、及び所定のサンプル時間毎に検出されたブレーキトルク又は該ブレーキトルクに関連した物理量の時系列データに基づいて、制動トルク勾配を演算してもよい（特開平10-114263号公報（図2、図3等参照））。

【 0 0 7 7 】

更に、車体と車輪と路面とから構成される振動系の共振周波数でブレーキ力を微小励振し、ブレーキ力を微小励振した場合のブレーキ力の微小振幅に対する車輪速度の共振周波数成分の微小振幅の比である微小ゲインを演算してもよい（特開平10-114263号公報（図4等参照））。

【 0 0 7 8 】

次に、本実施の形態の作用として、制動力配分装置10において実行される制御について図5に示すフローチャートを参照して説明する。

【 0 0 7 9 】

まず、ステップ100において各部の初期化が実行され、次のステップ102では、制動操作センサ12からドライバーによるブレーキペダル28の制動操作量に応じた信号が車両目標制動力設定部14に入力される。

【 0 0 8 0 】

次のステップ104では、車両目標制動力設定部14において制動操作センサ12から入力された制動操作量に応じた信号に基づいて車両目標制動力 BF^* が設定される。

【0081】

車両目標制動力 BF^* は、制動操作量に対して一義的に決定される。まず、制動操作に対する不感帯（所謂ブレーキペダル28の遊び）の領域を設ける（車両目標制動力がゼロ）。また、制動操作量が比較的小さい制動初期の目標車両制動力を高く設定する（図6において（1）の部分）。これにより、制動初期や低車両減速度でのブレーキの効きを向上させる。

【0082】

車両26の中程度の減速度に相当する中程度の制動操作量の領域では、車両目標制動力の設定のゲイン（傾き）を低く設定し（図6において（2）の部分）、ドライバのブレーキのコントロール性を向上させる。

【0083】

制動操作量が大きい領域では、ゲインを高く設定し（図6において（3）の部分）、容易かつ迅速に車両26の最大減速度が得られるようにする。図6では制動操作量に対する車両目標制動力の設定は各領域で線形性になっているが、非線形、すなわち曲線特性となるように設定し、各領域のつなぎ目をスムーズにするようにしてもよい。

【0084】

また、制動操作量に応じた車両目標制動力に対して車両減速度の発生が低い場合には、車両26に荷物を積載している場合など、車両重量が増加していることが考えられるため、車両目標制動力の設定を積載量に応じて補正するようにしてもよい。

【0085】

ステップ106では、車輪速センサ30により各車輪30の車輪速が演算される。そして、次のステップ108では、路面 μ 勾配推定部20において、前述した方法により、演算された各車輪の車輪速に基づいて各車輪の路面 μ 勾配値が演算される。

【0086】

そして、次のステップ110では、各輪目標制動力設定部16において、各車輪の路面 μ 勾配値に基づいて各車輪30の目標制動力が配分される。この各車輪の目標制動力の演算について詳細に説明する。

【0087】

図7には、車輪スリップに対する路面 μ 勾配値が示されている。車輪スリップが小さくタイヤのグリップ度が高い領域では、車輪スリップ変化に対する路面 μ 勾配値の変化が小さい。従って、このような領域（路面 μ 勾配値が所定値 K_a より大きい場合）では、予め設定された配分比率で各車輪の目標制動力を設定する。そして、少なくとも1つの車輪の路面 μ 勾配値が所定値 K_a を下回った場合には、以下のようにして路面 μ 勾配値に応じた目標制動力が各車輪に配分される。

【0088】

まず、左前車輪の路面 μ 勾配値を $DL1$ 、右前車輪の路面 μ 勾配値を $DR1$ 、左後車輪の路面 μ 勾配値を $DL2$ 、右後車輪の路面 μ 勾配値を $DR2$ として、これらの路面 μ 勾配値から基準路面 μ 勾配値 D^* を求める。この基準路面 μ 勾配値 D^* は、各車輪の路面 μ 勾配値の平均値として求められ、次式で与えられる。

【0089】

【数14】

$$D^* = \frac{DL1 + DR1 + DL2 + DR2}{4} \quad (22)$$

【0090】

また、次式に示すように、前輪の路面 μ 勾配値 $DL1$ 、 $DR1$ 及び後輪の路面 μ 勾配値 $DL2$ 、 $DR2$ に重み係数 $W1$ 、 $W2$ により重み付けして基準路面 μ 勾配値 D^* を設定するようにしてもよい。

【0091】

$$D^* = W1 \cdot (DL1 + DR1) + W2 \cdot (DL2 + DR2) \quad (23)$$

さらに、次式に示すように、車両26の旋回時には、その状態に応じて各車輪の路面 μ 勾配値に重み係数 $WL1$ 、 $WR1$ 、 $WL2$ 、 $WR3$ により重み付けして基準路面 μ 勾配値 D^* を設定するようにしてもよい。

【0092】

$$D^* = WL1 \cdot DL1 + WR1 \cdot DR1 + WL2 \cdot DL2 + WR2 \cdot DR2$$

(24)

このようにして求めた基準路面 μ 勾配値 D^* に基づいて、左前車輪の目標制動力 $BFL1^*$ 、右前車輪の目標制動力 $BFR1^*$ 、左後車輪の目標制動力 $BFL2^*$ 、右後車輪の目標制動力 $BFR2^*$ を次式で求める。

【0093】

【数15】

$$BFL1^* = BF^* \cdot \frac{DL1}{D^*} \quad (25)$$

$$BFR1^* = BF^* \cdot \frac{DR1}{D^*} \quad (26)$$

$$BFL2^* = BF^* \cdot \frac{DL2}{D^*} \quad (27)$$

$$BFR2^* = BF^* \cdot \frac{DR2}{D^*} \quad (28)$$

【0094】

すなわち、路面 μ 勾配値が大きい場合には大きい制動力が付与され、路面 μ 勾配値が小さい場合には小さい制動力が付与される。これにより、路面 μ が低い車輪に過大な制動力が付与されてスリップしてしまうのを防ぐことができる。

【0095】

例えば、前輪の制動力配分比率が後輪に比べて若干高くなるように、次式のように重み係数 $W3$ 、 $W4$ ($W3 > W4$) を用いて各車輪の目標制動力を設定することができる。

【0096】

【数 16】

$$BFL1^* = BF^* \cdot \frac{W3 \cdot DL1}{D^*} \quad (29)$$

$$BFR1^* = BF^* \cdot \frac{W3 \cdot DR1}{D^*} \quad (30)$$

$$BFL2^* = BF^* \cdot \frac{W4 \cdot DL2}{D^*} \quad (31)$$

$$BFR2^* = BF^* \cdot \frac{W4 \cdot DR2}{D^*} \quad (32)$$

【0097】

なお、旋回状態が大きく、安定性が要求される場合には、次式で示すように前輪の目標制動力を増加させ、後輪の目標制動力を減少させる。

【0098】

【数 17】

$$BFL1^* = BF^* \cdot \frac{DL1}{D^*} + \Delta BFL1 \quad (33)$$

$$BFR1^* = BF^* \cdot \frac{DR1}{D^*} + \Delta BFR1 \quad (34)$$

$$BFL2^* = BF^* \cdot \frac{DL2}{D^*} - \Delta BFL2 \quad (35)$$

$$BFR2^* = BF^* \cdot \frac{DR2}{D^*} - \Delta BFR2 \quad (36)$$

【0099】

ここで、 $\Delta BFL1$ 、 $\Delta BFR1$ 、 $\Delta BFL2$ 、 $\Delta BFR2$ は目標制動力補正量である。このように各輪の目標制動力を設定することにより、車両26へのトータルでの制動力を減じることなく車両の安定性を確保することができる。また、左右方向で各車輪の目標制動力を補正するようにしてもよい。例えば、次式で示すように、車両26が左旋回する場合、旋回外側の車輪、すなわち右側の車輪

の目標制動力が大きくなるように補正し、内側の車輪、すなわち左側の車輪の目標制動力が小さくなるように補正する。

【0100】

【数18】

$$BFL1^* = BF^* \cdot \frac{DL1}{D^*} - \Delta BFL1 \quad (37)$$

$$BFR1^* = BF^* \cdot \frac{DR1}{D^*} + \Delta BFR1 \quad (38)$$

$$BFL2^* = BF^* \cdot \frac{DL2}{D^*} - \Delta BFL2 \quad (39)$$

$$BFR2^* = BF^* \cdot \frac{DR2}{D^*} + \Delta BFR2 \quad (40)$$

【0101】

なお、旋回状態は、左右の車輪の速度差、操舵角センサ、ヨーレートセンサ、横加速度センサの少なくとも1つのセンサの出力から得ることができる。また、目標制動力補正量 $\Delta BFL1$ 、 $\Delta BFR1$ 、 $\Delta BFL2$ 、 $\Delta BFR2$ は、旋回状態の程度に応じて設定することが好ましい。

【0102】

また、ドライバの操舵角が速く、急旋回が必要とされている場合や車両が旋回外側へ膨らんでおり（所謂アンダーステア）、旋回半径を小さくしたいとドライバーが望んでいるような場合には、次式に示すように前輪の目標制動力を低めに設定して操舵性を向上させると共に、車両減速度を低下させないために後輪の目標制動力を高めに設定する。

【0103】

【数 19】

$$BFL1^* = BF^* \cdot \frac{DL1}{D^*} - \Delta BFL1 \quad (41)$$

$$BFR1^* = BF^* \cdot \frac{DR1}{D^*} - \Delta BFR1 \quad (42)$$

$$BFL2^* = BF^* \cdot \frac{DL2}{D^*} + \Delta BFL2 \quad (43)$$

$$BFR2^* = BF^* \cdot \frac{DR2}{D^*} + \Delta BFR2 \quad (44)$$

【0104】

また、左右方向で各車輪の目標制動力を補正するようにしてもよい。例えば、左旋回の場合、次式で示すように旋回外側の車輪、すなわち右側の車輪の目標制動力が低くなるように設定し、内側の車輪、すなわち左側の車輪の目標制動力が大きくなるように補正する。

【0105】

【数 20】

$$BFL1^* = BF^* \cdot \frac{DL1}{D^*} + \Delta BFL1 \quad (45)$$

$$BFR1^* = BF^* \cdot \frac{DR1}{D^*} - \Delta BFR1 \quad (46)$$

$$BFL2^* = BF^* \cdot \frac{DL2}{D^*} + \Delta BFL2 \quad (47)$$

$$BFR2^* = BF^* \cdot \frac{DR2}{D^*} - \Delta BFR2 \quad (48)$$

【0106】

ここで、目標制動力補正量 $\Delta BFL1$ 、 $\Delta BFR1$ 、 $\Delta BFL2$ 、 $\Delta BFR2$ は、ドライバーの操舵状態や車両旋回状態の程度に応じて設定することが好ましい。

【0107】

ステップ 1 1 2 では、上記のようにして演算された各車輪の目標制動力に基づいて、液圧制御手段（制動力制御手段） 2 2 により各車輪の制動が制御される。

【 0 1 0 8 】

このように、路面とタイヤとの間の摩擦状態（路面 μ ）をも考慮して各車輪へ目標制動力を配分するため、例えば荷重が大きい車輪が低 μ 路面上にあったとしても、その車輪に過大な制動力が配分されてスリップしてしまうのを防ぐことができ、車両を最適に制動することができる。

【 0 1 0 9 】

なお、上記では、電子液圧式ブレーキシステムを用いた車両 2 6 に本発明を適用した場合について説明したが、電子機械式ブレーキシステム（Electro-Mechanical Brake System: EMB）を用いた車両に本発明を適用してもよい。この EMB では、図 8 に示すように、液圧を用いずに車輪ブレーキ 3 2 を制御する。例えば、モータと回転－直線運動変換機構との組み合わせから成る制動トルク付与手段 4 6 により摩擦材をブレーキディスク 3 4 に押し付けたり、ブレーキドラムに押し付けることにより車両 2 6 を制動するシステムである。

【 0 1 1 0 】

【発明の効果】

以上説明したように、本発明によれば、車輪と路面との間の摩擦状態をも考慮して各車輪の目標制動力を配分するため最適な制動力配分の制御を行うことができ、車両の姿勢を適切に保ちながら各車輪の制動能力を最大限に引き出すことができる、という効果を有する。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 制動力配分制御装置の概略構成図である。

【図 2】 制動力配分制御装置を適用した車両の概略構成図である。

【図 3】 車輪スリップと路面 μ との関係を示す線図である。

【図 4】 路面 μ 勾配推定部のブロック図である。

【図 5】 制動力配分制御装置において実行される制御ルーチンのフローチャートである。

【図 6】 制動操作量と車両目標制動力との関係を示す線図である。

【図 7】 車輪スリップと路面 μ 勾配値との関係を示す線図である。

【図 8】 制動力配分制御装置を適用した他の例における車両の概略構成図である。

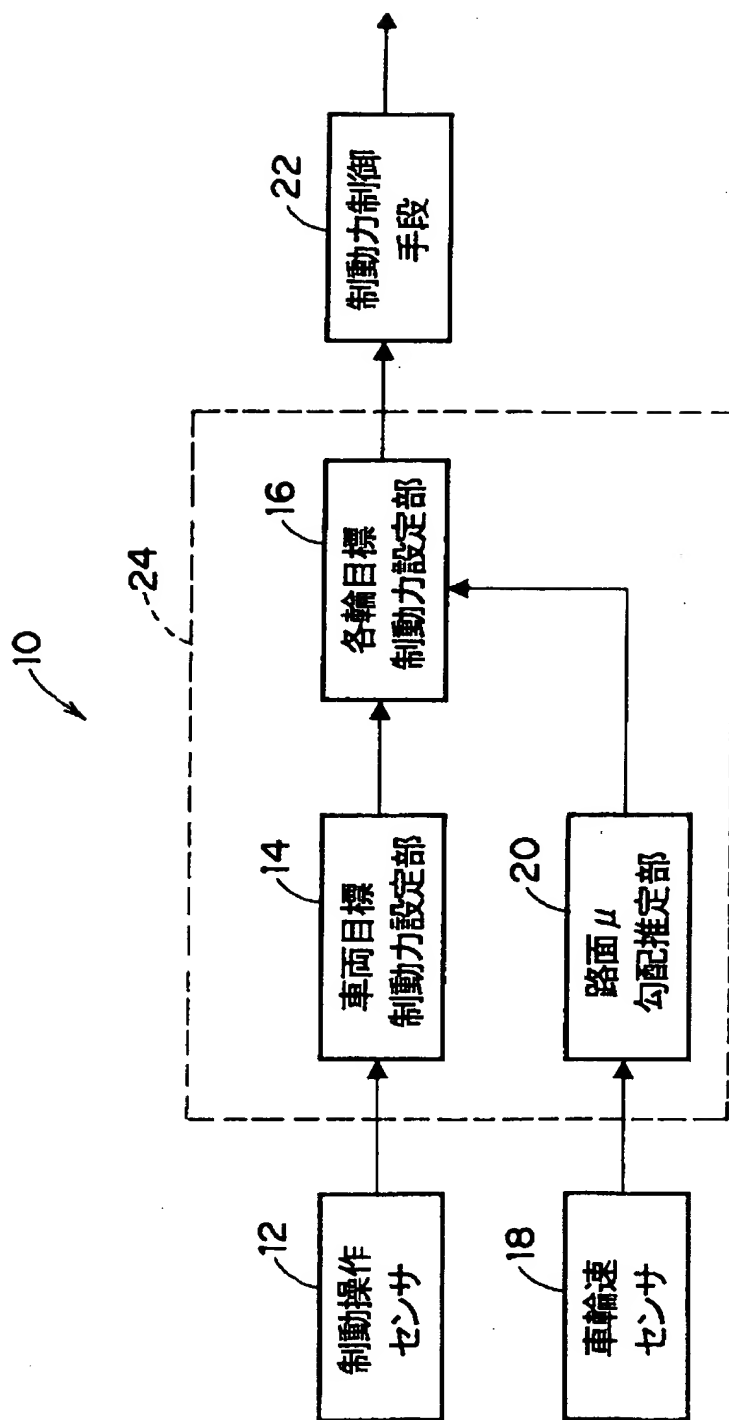
【符号の説明】

1 0	制動力配分制御装置
1 2	制動操作センサ
1 4	車両目標制動力設定部
1 6	各輪目標制動力設定部
1 8	車輪速センサ
2 0	路面 μ 勾配推定部
2 2	制動力制御手段
2 4	E C U
2 6	車両
2 8	ブレーキペダル
3 0	車輪
3 2	車輪ブレーキ
3 4	ディスク
3 6	キャリパー
3 8	液圧源
4 0	前処理フィルタ
4 2	伝達関数同定手段
4 4	μ 勾配演算手段

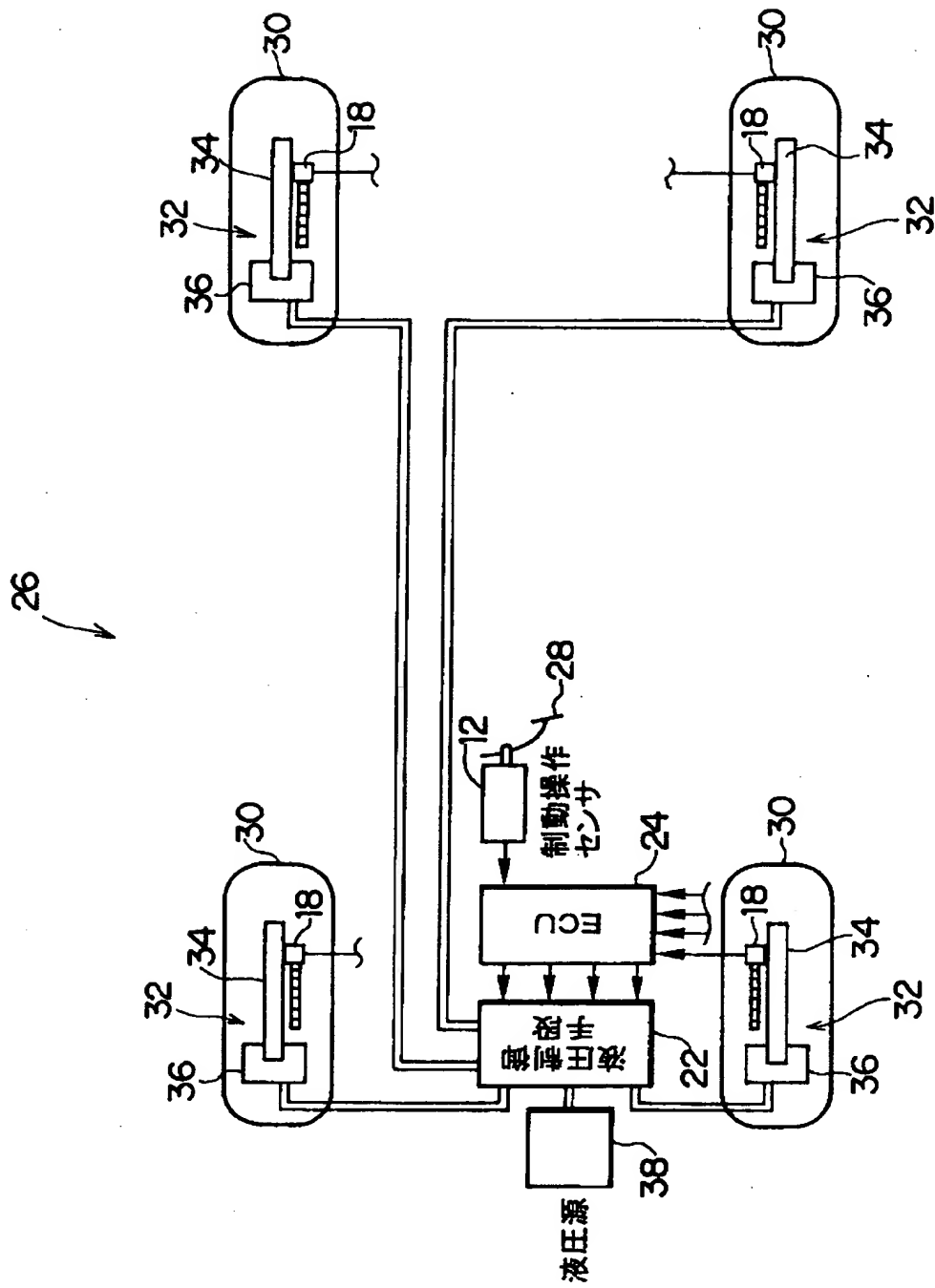
【書類名】

図面

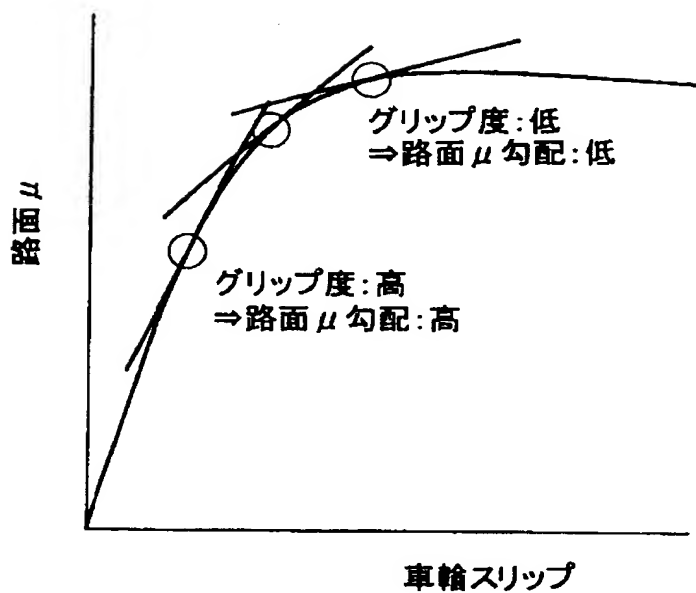
【図 1】



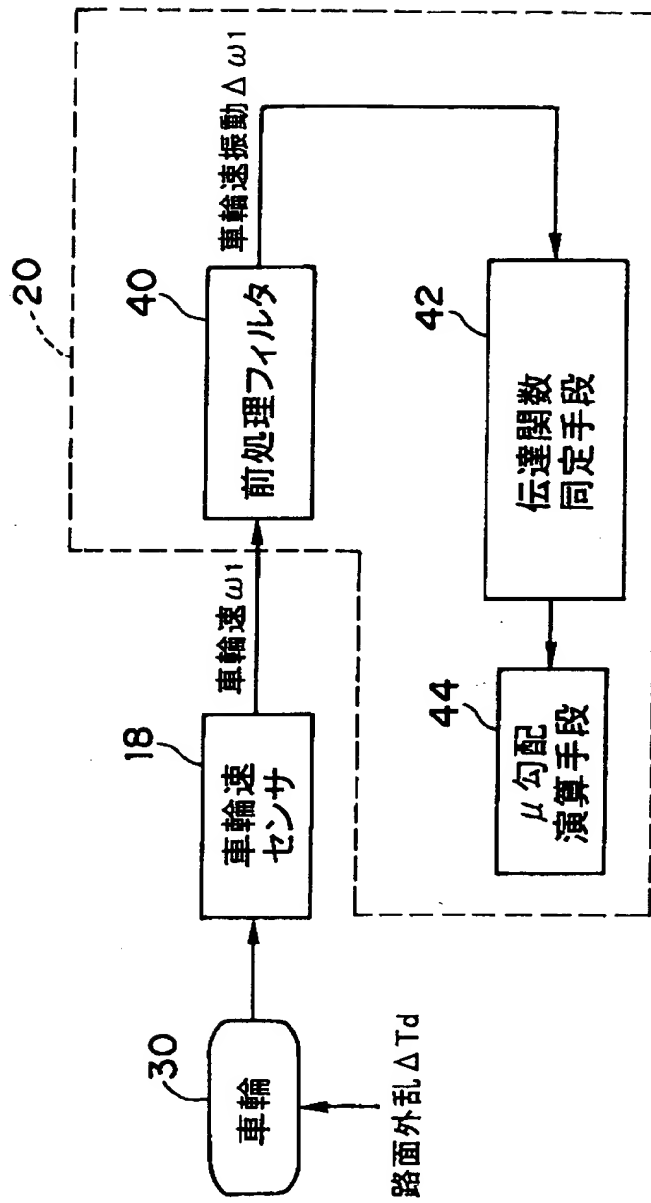
【図 2】



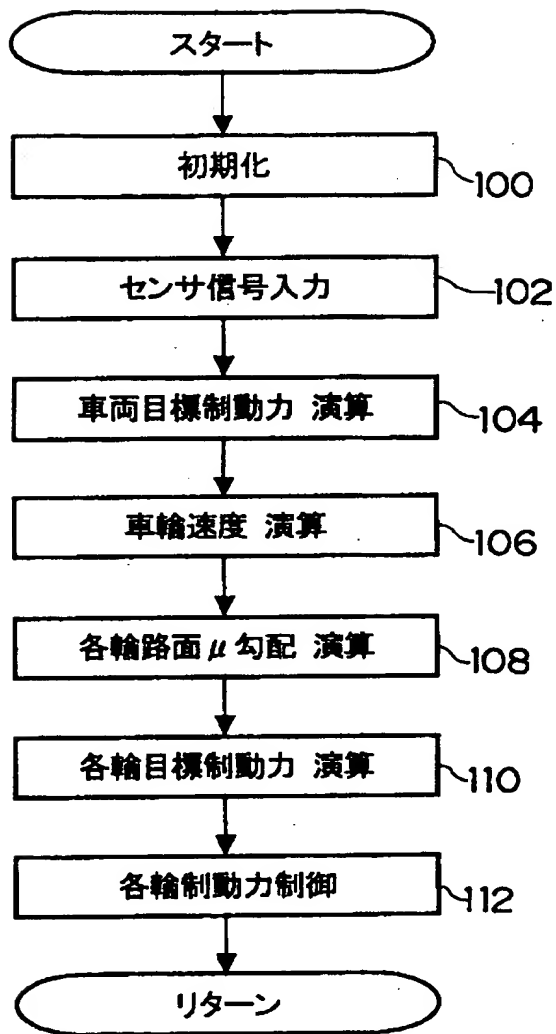
【図3】



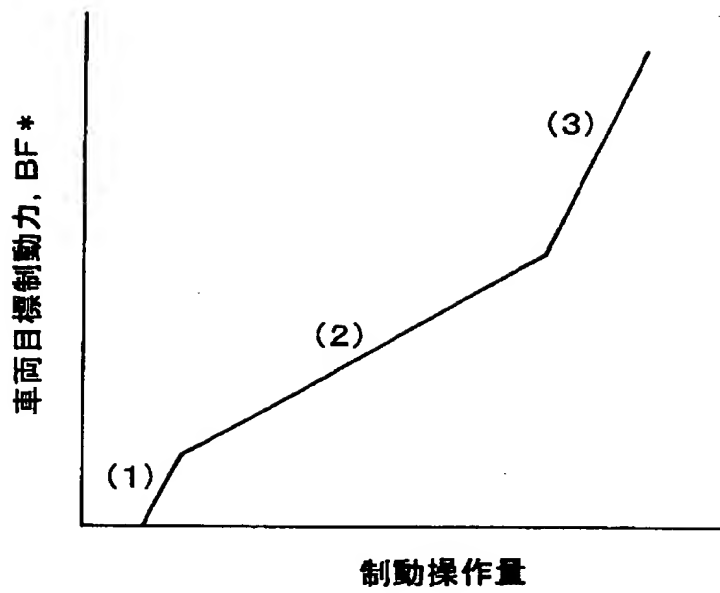
【図4】



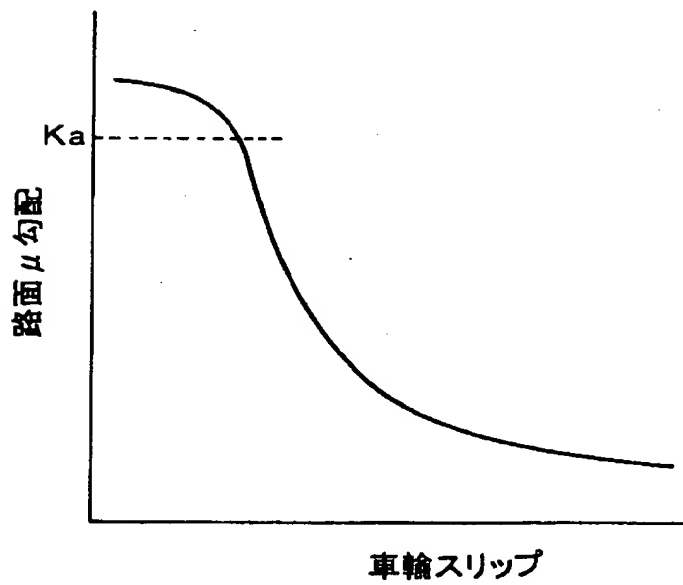
【図 5】



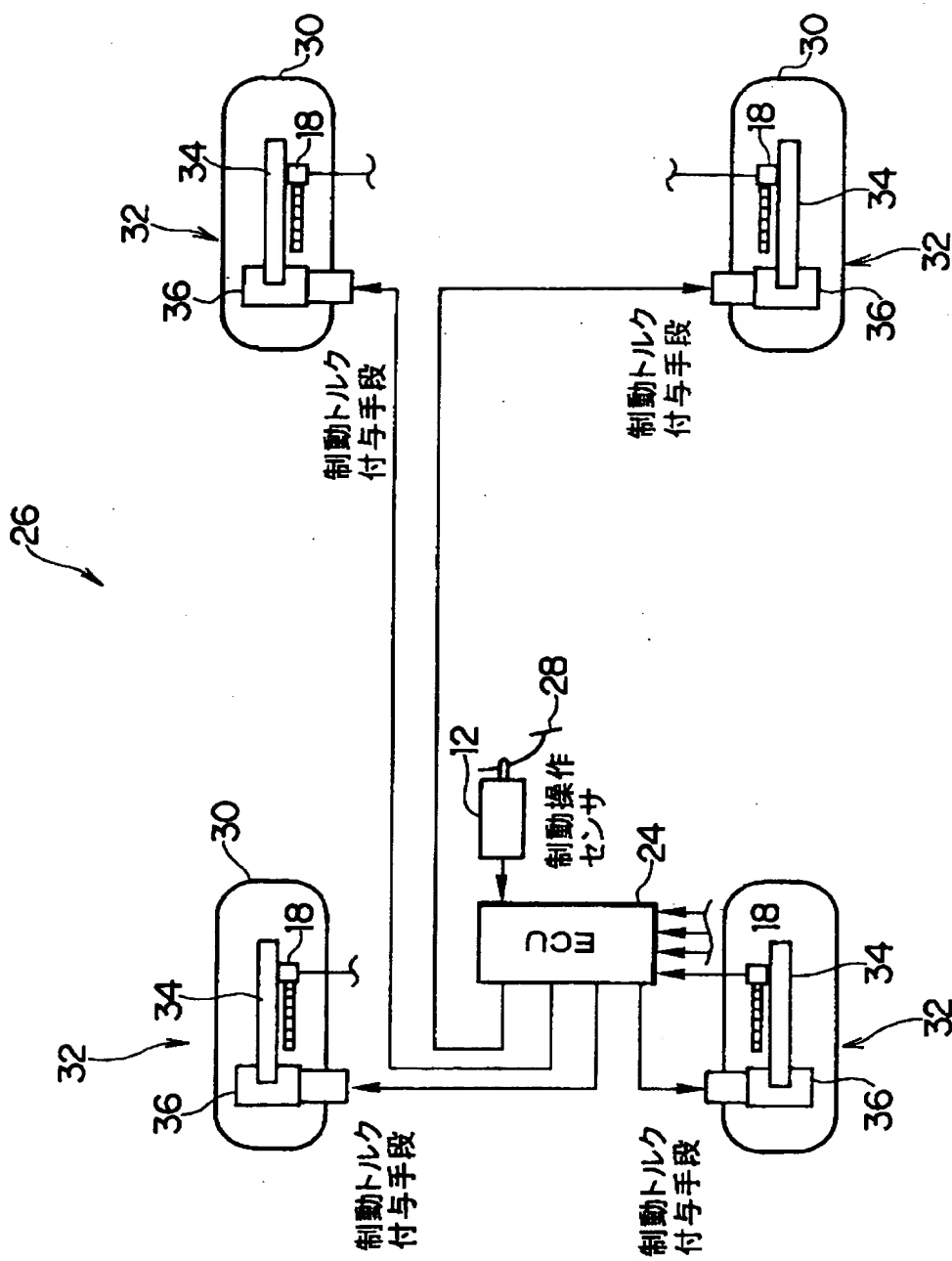
【図6】



【図7】



【図 8】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 車輪の荷重のみならず路面とタイヤとの摩擦状態（路面 μ ）をも考慮して最適な制動力配分制御を行うことができる制動力配分制御装置を提供する。

【解決手段】 制動力配分制御装置 1 0 は、制動操作センサ 1 2、車両制動力目標設定部 1 4、各輪目標制動力設定部 1 6、車輪速センサ 1 8、路面 μ 勾配設定部 2 0、及び制動力制御手段 2 2 を備えている。車両目標制動力設定部 1 4 は、制動操作センサ 1 2 からの検出信号に基づいて車両目標制動力を設定する。路面 μ 勾配推定部 2 0 は、各車輪毎に設けられた車輪速センサ 1 8 により検出された車輪速に基づいて各車輪の路面 μ 勾配値を推定する。各輪目標制動力設定部 1 6 は、車両目標制動力及び各車輪の路面 μ 勾配値に基づいて各車輪の目標制動力を設定（配分）する。制動力制御手段 2 2 は、設定された各車輪の目標制動力に基づいて各車輪の制動力の制動を行う。

【選択図】 図 1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000003609]

1. 変更年月日 1990年 9月 6日

[変更理由] 新規登録

住 所 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1
氏 名 株式会社豊田中央研究所

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000000011]

1. 変更年月日	1990年 8月 8日
[変更理由]	新規登録
住 所	愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地
氏 名	アイシン精機株式会社

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 {000003207}

1. 変更年月日	1990年 8月27日
[変更理由]	新規登録
住 所	愛知県豊田市トヨタ町1番地
氏 名	トヨタ自動車株式会社

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000004260]

1. 変更年月日 1996年10月 8日
[変更理由] 名称変更
住 所 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
氏 名 株式会社デンソー